



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

KONSTRUKCE FRÉZOVACÍHO VŘETENE

DESIGN OF MILLING SPINDL

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

PAVEL VODA

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Pavel Voda

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Konstrukce frézovacího vřetene

v anglickém jazyce:

Design of milling spindle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti vřeten frézovacích strojů. Na základě rešerše zvolí technické parametry konstruovaného vřetene. Provede potřebné konstrukční výpočty a vlastní konstrukci vřetene v 3D modelu.

Součástí bakalářské práce bude výkres sestavy vřetene a v elektronické příloze 3D model vřetene.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše v oblasti frézovacích vřeten.

Volba technických parametrů konstruovaného vřetene.

Konstrukční výpočty a vlastní konstrukce vřetene v 3D modelu.

Výkres sestavy vřetene a v elektronické příloze 3D model vřetene.

Seznam odborné literatury:

Marek, J. a kol.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, 2. rozšířené vydání, ISBN 978-80-254-7980-3

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

www.stránky výrobců obráběcích strojů

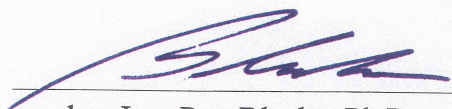
www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

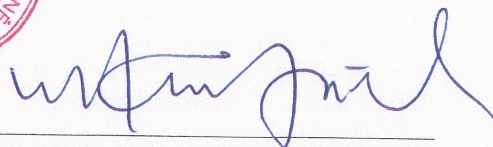
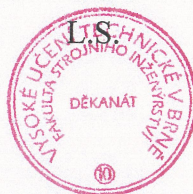
Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

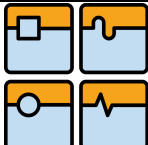
V Brně, dne 25.11.2010



doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Abstrakt

Cílem této práce *Konstrukce frézovacího vřetene* je rešerše a popis frézovacích vřeten. První část práce je zaměřena na obecný popis konstrukce vřetena. Obsahuje také stručný přehled výrobců frézovacích strojů a popis základních parametrů jejich vřeten. Ve druhé části jsou uvedeny faktory ovlivňující konstrukci vřetena. Následuje návrh vřetena, kde jsou voleny parametry a provedeny potřebné výpočty. Součástí práce je 3D model vytvořený v programu Autodesk Inventor a výkres sestavy vřetena.

Klíčová slova

Vřeteno, konstrukce vřetena, vřetenová ložiska, pohon vřetena

Abstract

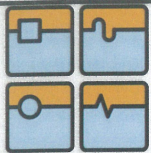
The aim of this thesis called *Design of milling spindle* is research and description of milling spindles. The first part is focused on general description of spindle. It also includes brief overview of milling machines manufacturers and description of the basic spindle parameters. The second part lists factors affect design of spindle. The following is proposal of spindle. There are selected parameters and performed necessary calculations. 3D model made in Autodesk Inventor and assembly drawing is parts of supplement.

Keywords

Spindle, spindle design, spindle bearings, spindle drive

Bibliografická citace

VODA, P. *Konstrukce frézovacího vřetene*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 47 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..

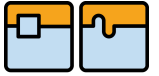


Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci *Konstrukce frézovacího vřetene* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Petra Blechy, Ph.D. a uvedl v seznamu literatury všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne 26.5.2011

.....
vlastnoruční podpis autora


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

Poděkování

Děkuji tímto Ing. Petru Blechovi, Ph.D., za cenné připomínky a rady při vypracování bakalářské práce.

Obsah

1.	Úvod.....	12
2.	Stavba vřetena.....	13
2.1.	Způsob zástavby vřetena.....	13
2.2.	Vřetenová ložiska.....	14
2.2.1.	Hybridní ložiska	16
2.3.	Mazání vřetenových ložisek.....	17
2.4.	Utěsnění ložisek	19
2.5.	Náhon vřetena	21
2.5.1.	Pohon vřetena ozubenými koly.....	21
2.5.2.	Pohon vřetena pomocí řemenu.....	22
2.5.3.	Přímý náhon	22
2.5.4.	Elektrovřetena.....	23
2.6.	Upínání nástrojů	23
3.	Přehled vřeten vybraných výrobců frézovacích strojů	25
3.1.	STROJTOS Lipník a.s.	25
3.2.	TAJMAC – ZPS	26
3.3.	KOVOSVIT MAS.....	27
3.4.	DMG	28
3.5.	UNION	28
4.	Konstrukce vřetena	29
4.1.	Faktory ovlivňující konstrukci vřetena	29
4.2.	Přesnost chodu.....	29
4.3.	Tuhost vřetena.....	30
5.	Návrh a výpočet frézovacího vřetena.....	32
5.1.	Stanovení základních parametrů vřetena	32
5.1.1.	Stanovení maximálních otáček vřetena	33
5.1.2.	Stanovení kroutícího momentu.....	33
5.1.3.	Stanovení výkonu vřetena	34
5.1.4.	Volba upínání.....	34
5.2.	Předběžný výběr ložisek	34
5.3.	Určení ideální vzdálenosti ložisek.....	35
5.4.	Výpočet trvanlivosti ložisek	36
5.4.1.	Určení reakcí v ložiscích.....	36
5.5.	Kontrolní výpočet vřetena	39
6.	Konstrukční řešení navrhnutého vřetena	40
7.	Závěr.....	42
8.	Seznam použité literatury.....	43
9.	Seznam použitých symbolů	45
10.	Seznam obrázků	46
11.	Seznam tabulek.....	47
12.	Seznam příloh	47

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 12
	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	

1. Úvod

Frézovací stroje jsou jedny z nejrozšířenějších a nejvýkonnějších obráběcích strojů. Nejčastěji slouží pro obrábění rovinných ploch. Velmi důležitou částí frézovacího stroje je vřeteno. Do frézovacího vřetena, které je nositelem hlavního rezného pohybu, se upínají nástroje. Vřeteno má velký vliv na výslednou přesnost práce a musí zaručit dostatečně přesný otáčivý pohyb nástroje. Proto je třeba se jeho konstrukci náležitě věnovat. Vřeteno musí být konstruováno tak, aby zaručilo požadovanou přesnost obrábění. Musí být dostatečně tuhé, aby přesnost práce nebyla ovlivněna změnami rezné síly, která závisí na poloze a počtu zubů v záběru. Pro správnou funkci vřetena je důležité správně navrhnout nejen samotné vřeteno, ale i části k němu patřící. Volba parametrů vřetena jako jsou otáčky, výkon, kroutící moment nebo typ upínání musí být provedena pro každé vřeteno podle toho, pro jakou operaci bude použito. Z těchto důvodů je zřejmé, že konstrukce spolehlivého vřetena může být velmi složitá a v dnešní době existují firmy zabývající se vývojem a výrobou vřeten. Tato vřetena jsou pak dodávána výrobcům obráběcích strojů, kteří je pouze přimontují do struktury stroje.

2. Stavba vřetena

Vřeteno jako celek je složeno z více částí, přičemž pro správnou funkci vřetena je potřebné dobře zvolit a navrhnout všechny části. Hlavní konstrukční prvky, jimž je nutné se věnovat, jsou znázorněny na obrázku 2.1



Obr. 2.1. Morfologie vřetena [1]

2.1. Způsob zástavby vřetena

Vřeteno je ukládáno do vřeteníku. Ve vřeteníku mohou být kromě vřetena částečně nebo zcela uloženy i převodové mechanismy pohonu vřetena. Vřeteník může být s rámem stroje spojen pevně i pohyblivě. Vřeteník také musí být dostatečně tuhý, aby celková tuhost zaručovala přesnost práce.

Existuje více způsobů zástavby vřetena do nosné struktury stroje, ale jako základní způsoby jsou označovány pouze dva. První způsob je zástavba do tělesa rotačního tvaru, v tomto případě se jedná o tzv. tubus (obr 2.2). V druhém případě je vřeteno zastavěno do tělesa skříňového tvaru (obr. 2.3).



Obr. 2.2. Tubus vřetena [3]



Obr. 2.3. Skříň vřetena [4]

2.2. Vřetenová ložiska

Z hlediska přesnosti chodu vřetena hrají ložiska důležitou roli. Zejména přední ložisko musí být velmi přesné a tuhé. Uložení ložisek se neskládá pouze z ložisek samotných, ale i ze souvisejících dílů. Velmi důležitou roli hraje také mazivo ložisek. Úniku maziva zabraňuje těsnění, které také brání vnikání nečistot k ložisku.

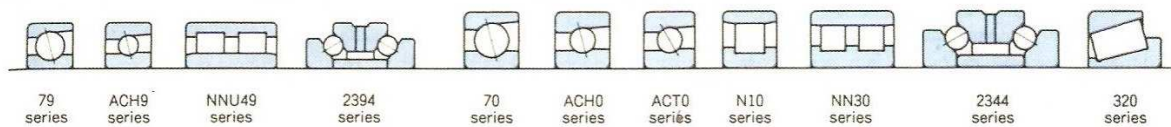
Při návrhu uložení je třeba zvolit vhodný typ a velikost ložiska. To však není všechno, je nutno vzít v úvahu i další hlediska: vhodný tvar a provedení dalších součástí, tolerance uložení a vůli ložiska, odpovídající těsnění, typ a množství maziva, atd. Každý jednotlivý faktor má vliv na výkon, spolehlivost a hospodárnost uložení. [2]

Při volbě ložiska se postupuje podle obrázku 2.4.



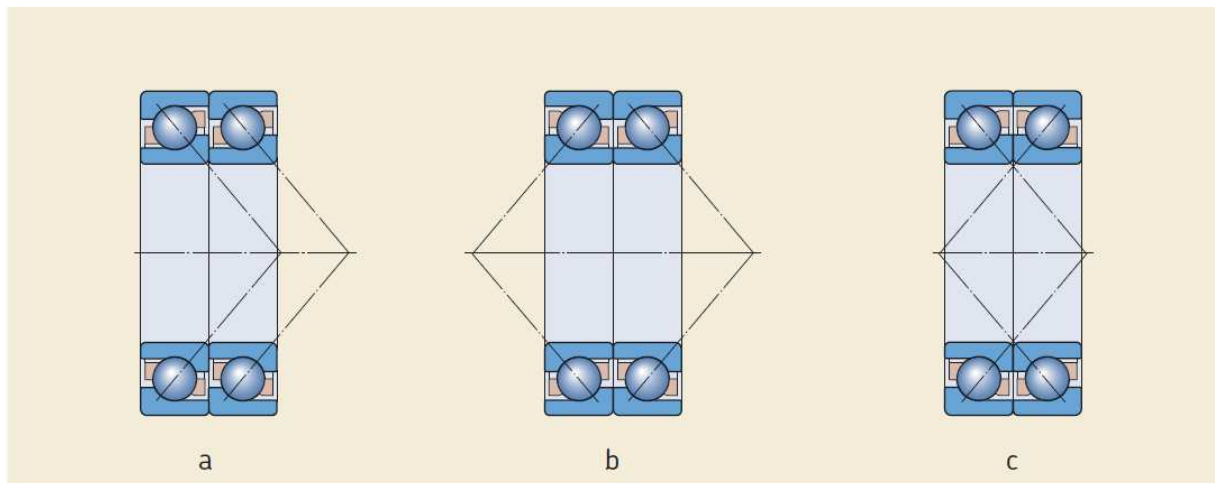
Obr. 2.4. Etapy návrhu uložení vřetena [1]

Při volbě ložiska dochází ke kompromisu mezi tuhostí ložiska a možností zástavbového prostoru. Volba typu ložiska závisí na jeho únosnosti. Obecně se dá říci, že nejmenší únosnost mají ložiska s kosoúhlým stykem, vyšší únosnost pak mají válečková ložiska. Nejvyšší únosnosti mívají ložiska kuželíková. Volba typu ložiska je dále ovlivněna požadovanou přesností uložení a také tzv. otáčkovým faktorem, který je definován jako $n \cdot d_n$, kde n jsou otáčky a d_n střední průměr. U vřeten může být použito více druhů ložisek, z nichž každé má své výhody i nevýhody. Různé typy používaných ložisek jsou vyobrazeny na obrázku 2.5.



Obr. 2.5. Řada ložisek Koyo používaných ve vřetenech [1]

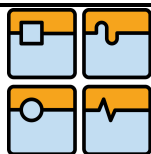
Důležitým faktorem ovlivňujícím správnou funkci ložisek je také správně zvolené uspořádání ložisek. Ložiska musí být uspořádána tak, aby bezpečně zachytila radiální i axiální zatížení. Při použití ložiska s kuličkovým stykem je nutné používat ho s dalším ložiskem, nebo ve dvojici. Při použití dvojice ložisek s kosoúhlým stykem existuje více způsobů montáže. Ložiska mohou být montována buď zády (do “O”) nebo čely k sobě (do “X”) a také do tandemu. Všechny varianty jsou na obrázku 2.6.



Obr. 2.6. Uspořádání ložisek s kosoúhlým stykem a) do tandemu b) do O c) do X [5]

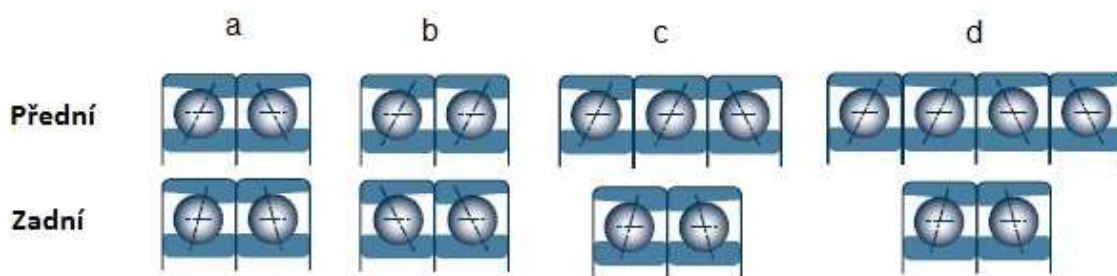
Při stavbě obráběcích strojů existuje velké množství možností uspořádání ložisek. Proto by se měl při volbě uspořádání brát ohled na:

- provozní otáčky - faktor $n \cdot d_n$
- požadovanou přesnost chodu
- zatížení vřetena od řezných sil
- způsob mazání
- požadovanou tuhost



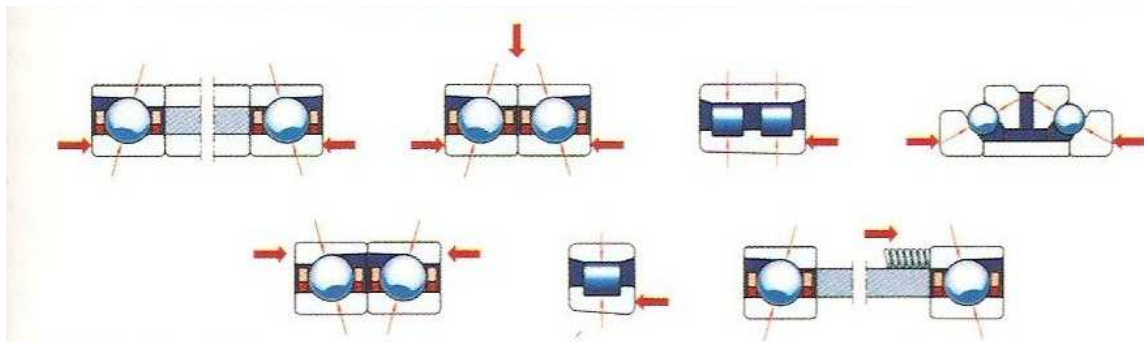
Na obrázku 2.7 jsou nejběžněji používaná uspořádání ložisek. Jednotlivá uspořádání se používají pro:

- a) malé až střední zatížení a vysoké rychlosti
- b) malé zatížení a velmi vysoké rychlosti
- c) vysoké zatížení a střední rychlosti
- d) vysoké zatížení a střední rychlosti



Obr. 2.7. Uspořádání ložisek na vřetenu [6]

Pro správnou funkci ložiska je třeba, aby bylo ložisko zatíženo předpětím, které eliminuje radiální a axiální vůli v ložisku. Správná volba předpětí zásadně ovlivňuje spolehlivost a správnou funkci ložiska. Pokud bude vůle v ložisku při provozu moc velká, nebude plně využita jeho únosnost. Naopak při příliš velkém předpětí dojde ke zvýšení tření a tím i ke zvýšení teploty, to způsobí zkrácení životnosti ložiska. Možností, jak vyvodit předpětí, je více. Pro vyvození předpětí se často používá pružina nebo distanční kroužky. Výhodou použití pružiny je konstantní síla působící na vnější kroužek ložiska. Při použití distančních kroužků může během provozu dojít ke změně předpětí vlivem teplotní roztažnosti kroužků. Některé způsoby vyvození předpětí jsou znázorněny na obrázku 2.8.



Obr. 2.8. Způsoby předepínání ložisek [1]

2.2.1. Hybridní ložiska

U vřeten je také možnost použití hybridních ložisek. Jsou to ložiska s kroužky z ložiskové ocele a keramickými (Si_3N_4) valivými elementy. Tato ložiska jsou sice dražší, ale přinášejí řadu výhod. Hybridní ložiska mohou pracovat při vyšších otáčkách a většinou dosahují vyšší životnosti než celoodcelová ložiska. Dále mají výborné elektroizolační vlastnosti, právě tyto vlastnosti jsou jednou z velkých výhod těchto ložisek. Hmotnost keramických valivých těles dosahuje pouze 40% hmotnosti ocelových těles. Z nižší hmotnosti

vyplývá, že zde vznikají menší odstředivé setrvačné síly. Vzhledem k menšímu silovému zatížení je zde menší namáhání klece. Při vyšších otáčkách zde také vzniká menší tření. Nižší tření se projevuje nižšími teplotami a delší životností maziva. Proto jsou hybridní ložiska vhodná hlavně pro vysoké otáčky. Porovnání vlastností keramiky a oceli je uvedeno v tabulce 2.1

Vlastnost	Silikon nitrid Si_3N_4	Ocel
hustota [g.cm^{-3}]	3,19	7,8
teplotní roztažnost [$10^{-6} \cdot \text{C}^{-1}$]	3,2	11
modul pružnosti [kN.mm^{-2}]	315	210
Poissonova konstanta μ	0,26	0,3
tvrdost HV10	1700	700
teplotní vodivost [$\text{W.m}^{-1}.\text{C}^{-1}$]	30–40	40–50
odpor [$\Omega.\text{mm}^2/\text{m}$]	10^{17}	10^{-1}
limitní teplota [$^{\circ}\text{C}$]	1000	300

Tab. 2.1. Porovnání keramiky a oceli [1]

2.3. Mazání vřetenových ložisek

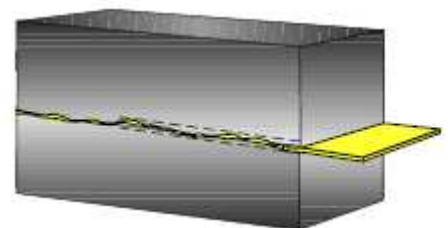
Mazání ložisek slouží ke snížení tření a proto má přímý vliv na jejich trvanlivost. S nižším třením souvisí vyšší účinnost a trvanlivost. Mazivo by mělo vytvořit tenký mazací film mezi valivými elementy a ložiskovými kroužky, který by zabraňoval v jejich přímém styku. Tloušťka vytvářeného mazacího filmu je závislá na:

- provozní teplotě
- viskozitě maziva

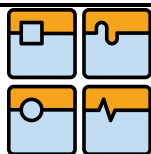
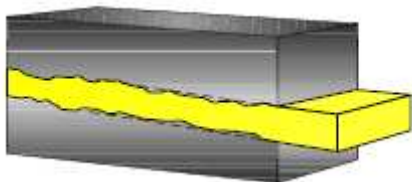
Mazivo má dále ochrannou funkci před korozí a také chladicí účinek. Mazání můžeme provádět olejem nebo plastickým mazivem. Podle tloušťky mazacího filmu lze mazání rozdělit na tři základní stavy:

a) mezní mazání

V tomto případě je tloušťka mazacího filmu příliš malá k oddělení stykových ploch. Mezní mazání vzniká, jestliže je v ložisku malé množství maziva, dále může být způsobeno malým relativním pohybem stykových ploch nebo nízkou viskozitou. Nastává zde velké tření, velké opotřebení a poškození povrchu.

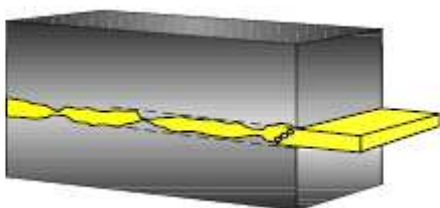


Obr. 2.9. Mezní mazání [7]

**b) hydrodynamické mazání**

Vždy se snažíme dosáhnout tohoto stavu. Stykové plochy jsou zcela odděleny mazacím filmem. Při tomto typu mazání je tření nejnižší.

Obr. 2.10. Hydrodynamické mazání [7]

c) elastohydrodynamické mazání

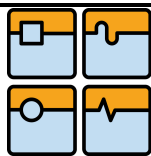
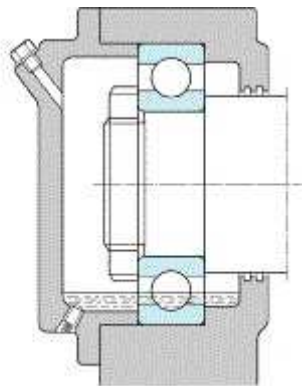
Nastává při hydrodynamickém i částečně hydrodynamickém mazání. Tlak vzniklý ve stykovém bodě způsobí mikrodeformaci, přičemž mazivo zůstane ve stykovém místě. Po odvalení valivého tělesa se tvar stykových ploch vrátí do původního stavu.

Obr. 2.11. Elastohydrodynamické mazání [7]

Pro mazání vřetenových ložisek se nejčastěji používají plastická maziva. Skládají se z 90% z minerálního nebo ropného oleje a 10% zahušťovadla. Plastické mazivo se používá pro mazání při normálních otáčkách a teplotách. Oproti mazání olejem má řadu výhod. Chrání ložisko proti vlhkosti a nečistotám. Pro mazání plastickým mazivem je dostačující levnější konstrukce než při mazání olejem. Mazání může být prováděno více způsoby, které jsou uvedeny v obrázku 2.12.

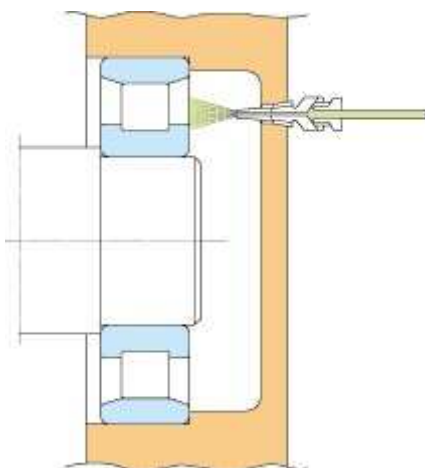


Obr. 2.12. Způsoby mazání vřetenových ložisek [1]

**Mazání broděním**

- nejjednodušší způsob mazání olejem
- vhodné pro nízké až střední rychlosti otáčení
- pro horizontální hřídel by hladina oleje měla dosahovat přibližně do poloviny výšky spodního valivého elementu
- v případě vertikálně uložené hřídele by mělo být ložisko ponořené z 70 až 80%

Obr. 2.13. Mazání broděním [8]

Mazání vstřikováním

- využívá trysky k rozstřikování oleje
- dobrý chladičový účinek
- vhodné pro vysoké otáčky a velké zatížení ložiska
- tryska bývá umístěna přibližně 5 až 10 mm od ložiska
- pokud se ložisko hodně zahřívá, použije se více trysek
- pokud je přiváděno velké množství oleje, je třeba starý olej odvádět pomocí čerpadla

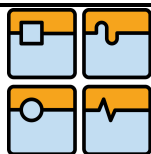
Obr. 2.14. Mazání vstřikováním [8]

Mazání olej – vzduch

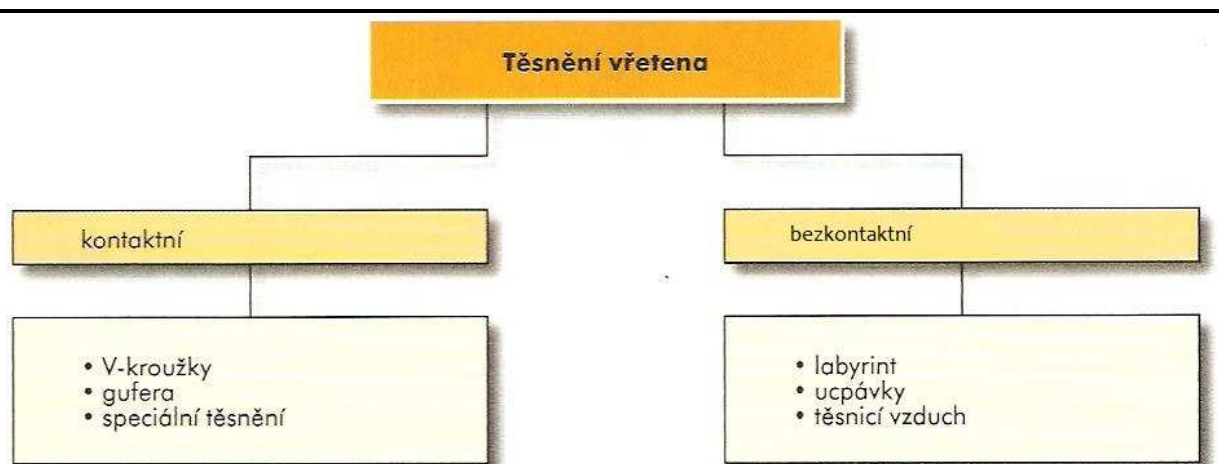
Pomocí čerpadla jsou posílány dávky oleje, který se pak mísí se stlačeným vzduchem ve směšovací ventilu. Směs se pak stabilně a nepřetržitě dodává k ložisku. Tato metoda se používá u strojů s vysokým počtem otáček. Stlačený vzduch s olejem také vytváří vnitřní přetlak a tím zabraňuje vnikání nečistot.

2.4. Utěsnění ložisek

Těsnění ložisek zabraňuje vnikání nečistot a vody k ložisku a zároveň unikání maziva z ložiska. Rozlišujeme dva typy těsnění, dotykové a bezdotykové. Podrobnější rozdělení je uvedeno na obrázku 2.15.

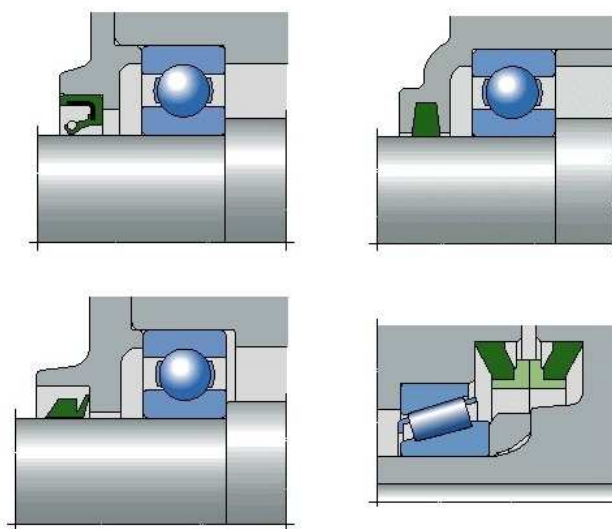


BAKALÁŘSKÁ PRÁCE



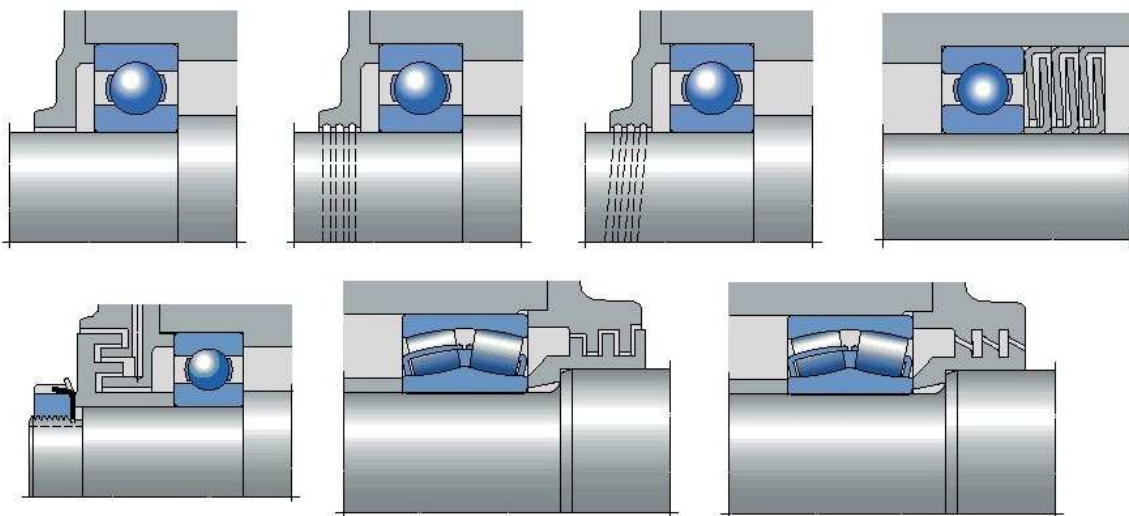
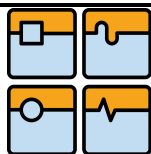
Obr. 2.15. Druhy těsnění vřeten [1]

Kontaktní těsnění vytváří tlak na těsnící plochu, která obvykle bývá na hřídeli. Aby tato těsnění dobře plnila svoji funkci, musí mít styková plocha odpovídající kvalitu a břit musí být dostatečně mazán. Vlivem tření na stykové ploše se produkuje teplo, to je problémem hlavně u vysokých otáček. Proto se kontaktní těsnění používá pouze u nízkootáčkových vřeten, kde otáčkový faktor $n \cdot d_n$ nepřesahuje 200 000.



Obr. 2.16. Kontaktní těsnění [9]

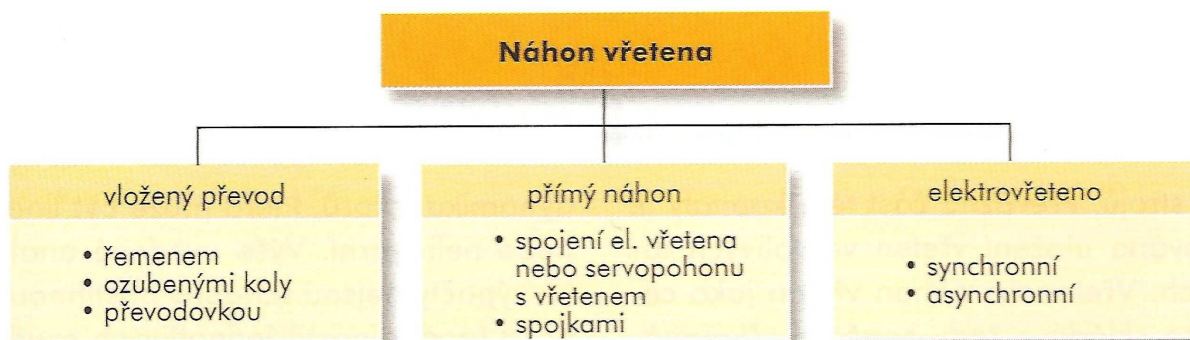
Bezkontaktní těsnění funguje na principu velmi úzkých štěrbin. U těchto těsnění nedochází ke styku pohybujících se částí, proto zde nevzniká žádné tření. Díky tomu jsou tato těsnění vhodná pro použití u vysokootáčkových vřeten. Nevýhodou bezkontaktního těsnění je pracnost jeho výroby a tudíž i vysoká cena. Bezkontaktní těsnění může být jednoduché štěrbinové pro použití v méně znečištěném prostředí. Pro více znečištěné prostředí se používají labyrintová těsnění, která mohou být i vícestupňová. Labyrintová těsnění jsou účinnější než štěrbinová díky axiálně i radiálně umístěným štěrbinám, které lépe zabraňují nečistotám ve vniknutí k ložisku.



Obr. 2.17. Bezkontaktní těsnění [9]

2.5. Náhon vřetena

Pohon vřeten můžeme rozdělit do tří základních skupin, a to pohon vloženým převodem, přímý náhon a pohon pomocí elektrovřetena. Podrobnější rozdělení je znázorněno na obrázku 2.18. Jednotlivé typy pohonů mají své výhody i nevýhody a své specifické vlastnosti z pohledu nastavení pohybu, otáček, momentu na nástroji a podobně.



Obr. 2.18. Dělení náhonu vřeten [1]

2.5.1. Pohon vřetena ozubenými koly

Používá se pro přenos velkých kroutících momentů, dále umožňuje vytvoření vysokých převodových poměrů. Nevýhodou je vyšší hmotnost a hluchost a také nižší účinnost, která se pohybuje kolem 90%. Z toho vyplývá, že se převod zahřívá a teplo se následně přenáší do celého stroje. Tato skutečnost nepříznivě ovlivňuje přesnost stroje kvůli teplotní roztažnosti. Tento převod také špatně tlumí vibrace vzniklé obráběním a dokonce samotný převod je také zdrojem vibrací. Výhodou je, že tento typ pohonu nevyžaduje častou údržbu.

2.5.2. Pohon vřetena pomocí řemenu

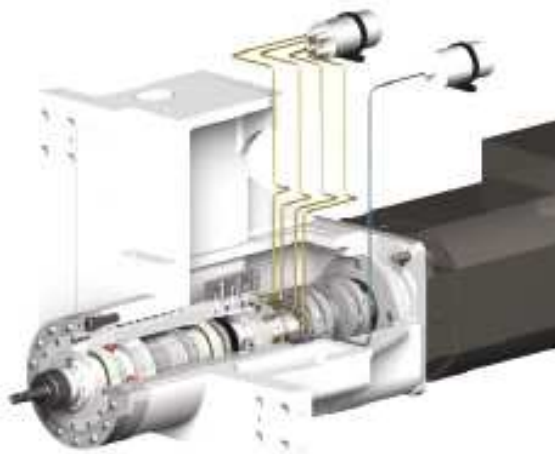
Je vhodný pro přenos menších kroutících momentů. Využívá se zde buď klínových řemenů, nebo ozubených řemenů tam kde je třeba zajistit přesnou polohu vřetena. Převod pomocí řemenů dosahuje vyšších účinností než převod ozubenými koly a to 95%. Výhodou je, že řemeny dobře tlumí vibrace vzniklé při obrábění. Nevýhodou je snížení trvanlivosti ložisek vlivem radiálního namáhání od napínací síly řemene a také potřeba většího zstavěného prostoru.



Obr. 2.19. Náhon vřetena pomocí řemenu [10]

2.5.3. Přímý náhon

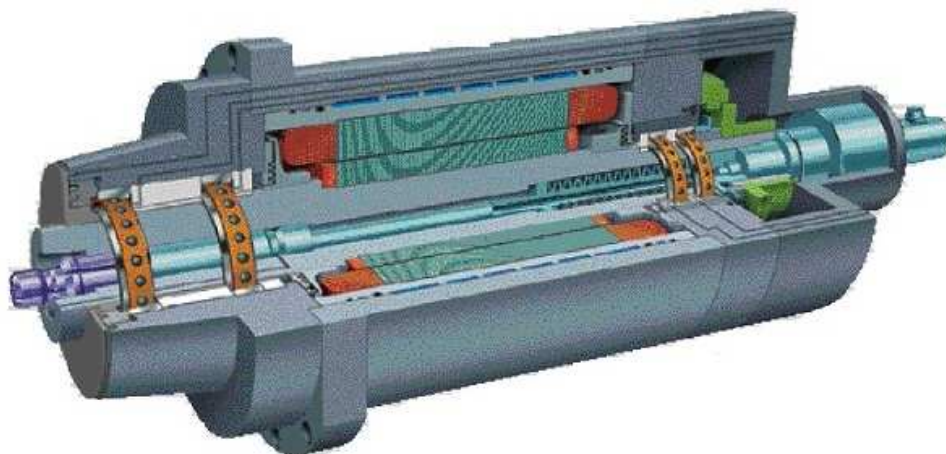
Při tomto způsobu pohonu je vřeteno spojeno přímo s motorem a tudíž má i stejné otáčky. Vřetena s tímto pohonem se používají hlavně pro vysokorychlostní obrábění, kde nejsou potřeba tak vysoké kroutící momenty.



Obr. 2.20. Přímý náhon vřetena [10]

2.5.4. Elektrovřetena

Elektrovřetena mají motor integrovaný ve vřetenu. Rotor je nalisován přímo na vřeteno a stator se nachází ve vnějším plášti vřetena, to snižuje možnost vzniku vibrací. Tato vřetena mohou dosahovat vysokých otáček, proto jsou vhodná pro vysokorychlostní obrábění. Vzhledem k vysokým otáčkám se často používají hybridní ložiska. Nevýhodou je samotný motor umístěný na vřetenu, který vytváří teplo. To je následně přenášeno na vřeteno. Proto je potřeba tato vřetena chladit.



Obr. 2.21. Elektrovřeteno [11]

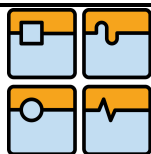
2.6. Upínání nástrojů

Systém upínání nástrojů se skládá z držáku nástroje (upínací kužel), kuželové plochy na hřídeli vřetena a upínací tyče. Nástroje se upínají do dutiny na předním konci vřetena. Nástrojové držáky lze rozdělit podle vnitřní dutiny následovně:

- s kuželovou stopkou ISO
- s krátkou kuželovou stopkou HSK
- s válcovou stopkou
- speciální profily
- BIG Plus

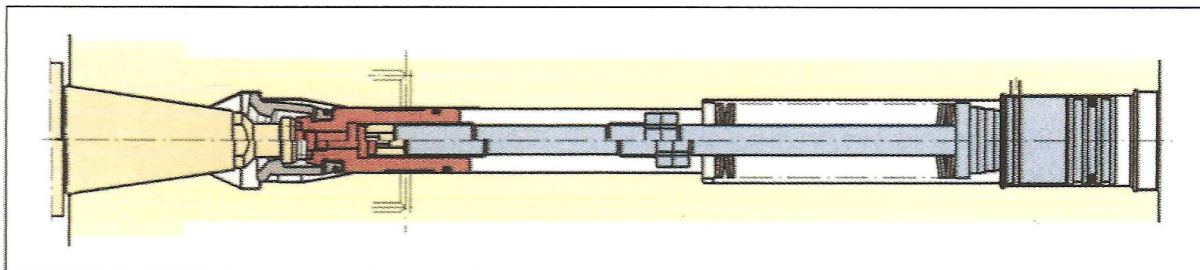
ISO kužel (obrázek 2.22) se vyznačuje tím, že při upnutí zůstává mezi čelem vřetena a stopkou vůle. Upnutí je zajištěno pomocí talířových pružin, které přes upínací šroub vtahují nástrojový držák do dutiny vřetena. Vystředění nástrojového držáku je zajištěno pomocí kuželovitého tvaru. Systém BIG Plus je velmi podobný, ale stopka dosedá na čelo vřetena, tím se zvýší tuhost soustavy a sníží možnost vzniku vibrací.

HSK kužel (obrázek 2.23) je od ISO kužele odlišný tím, že stopka dosedá na čelo vřetena. HSK kužel je upínán za vnitřní dutinu pomocí talířových pružin a táhel. Výhodou je, že odstředivé síly působící na upínač působí v příznivém směru a zvyšují bezpečnost upnutí při vyšších otáčkách. K uvolnění dojde v obou případech stlačením pružin pomocí hydraulického válce.

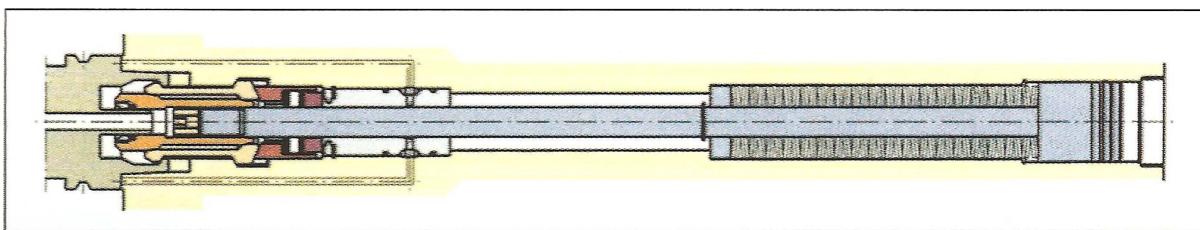


BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Zástupcem speciálních profilů je například systém Coromant Capto (obrázek 2.24) vyvinutý firmou Sandvik. Tento systém má tvar trojúhelníkového polygonu, díky tomu může lépe přenášet kroutící moment.



Obr. 2.22. Upínání pomocí ISO kužele [1]



Obr. 2.23. Upínání pomocí HSK kužele [1]



Obr. 2.24. Upínací systém Coromant Capto [12]

3. Přehled vřeten vybraných výrobců frézovacích strojů

3.1. STROJTOS Lipník a.s.

Historie firmy sahá až do roku 1902. V počátku se firma zabývala výrobou a prodejem cihel. Během následujících let se firma přeorientovala na výrobu kovových dílů pro vojenské účely. Od roku 1924 se také vyráběly kovoobráběcí stroje, především soustruhy. Později k soustruhům přibýly vrtačky a v roce 1976 také frézky.

Konzolové frézky FGS

FGS 50

Tab. 3.1. Parametry vřetena stroje FGS 50 [13]

FGS 50		
Rozsah otáček	[min ⁻¹]	56 - 2800
Výkon motoru	[kW]	11
Maximální kroutící moment	[Nm]	1500
Upínací kužel		ISO 50 / ISO 40

FGS 63 CNC

Tab. 3.2. Parametry vřetena stroje FGS 63 CNC [13]

FGS 63 CNC		
Rozsah otáček	[min ⁻¹]	0 - 4000
Výkon motoru	[kW]	10 / 16
Maximální kroutící moment	[Nm]	900
Upínací kužel		ISO 50

Univerzální frézovací centrum FGU 80

Tab. 3.3. Parametry vřetena stroje FGU [14]

FGU 80		
Rozsah otáček	[min ⁻¹]	30 - 4000
Výkon vřetena S1/S6 - 40%	[kW]	20 / 30
Maximální kroutící moment	[Nm]	917
Upínací kužel		ISO 50

3.2. TAJMAC – ZPS

Firma byla součástí společnosti MAS, která byla založena koncernem Baťa a v roce 1936 zahájila výrobu obráběcích strojů. Oddělením od společnosti MAS vznikl samostatný podnik Závody přesného strojírenství (ZPS). Firma se zaměřila na výrobu NC strojů a bylo zde vyrobeno první NC obráběcí centrum v Československu. ZPS také začal dodávat obráběcí centra do USA a postupem času se stal největším exportérem obráběcích strojů do USA a také největším výrobcem soustruhů v České republice.

Vertikální obráběcí centrum MCFV 1260

Tab. 3.4. Parametry vřetena stroje MCFV 1260 [15]

MCFV 1260						
Vřeteno	STANDARD		TREND		CONTOUR	
Maximální otáčky [min ⁻¹]	10000	8000	12000	8000	15000	18000
Maximální výkon [kW]	20/28	20/30	17/25	17/25	25/31	25/31
Kroutící moment [Nm]	244/342	306/458	96/141	143/210	159/197	159/197
Upínací kužel	ISO 40	ISO 50	ISO 40	ISO 50	ISO 40	HSK-A 63
Typ převodu	planetová převodovka		řemenový		elektrovřeteno	

Jako volitelné vybavení k tomuto stroji je nabízena vysokootáčková vřetenová jednotka s 50000 otáčkami za minutu. Dále lze stroj vybavit chlazením nástroje osou vřetena kapalinou nebo vzduchem, a také je zde na výběr řada upínacích kuželů (CAT 40/50, BT 40/50, ISO 140).

Vertikální obráběcí centrum MCV 2361

Tab. 3.5. Parametry vřetena stroje MCV 2361 [16]

MCV 2361		
Rozsah otáček	[min ⁻¹]	30 - 12000
Výkon trvalý	[kW]	25
Výkon při přetížení	[kW]	33
Maximální kroutící moment	[Nm]	200
Upínací kužel	HSK A100	

3.3. KOVOSVIT MAS

Výroba obráběcích strojů v této firmě začala v roce 1939. Vyrobené stroje byly původně využívány hlavně Baťovým koncernem na výrobu obuvi. Později se však začaly prodávat i mimo koncern a pak se exportní prodej stal hlavní aktivitou společnosti. V současné době je firma zaměřena na subdodavatele pro automobilový, letecký, energetický a strojírenský průmysl.

Vertikální frézovací centrum MCV 1270

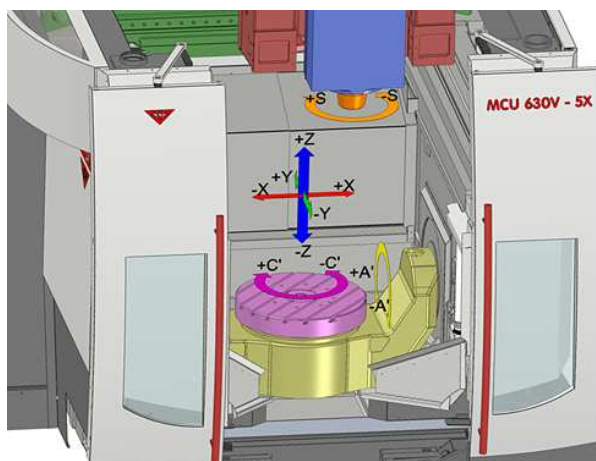
Tab. 3.6. Parametry vřetena stroje MCV 1270 [17]

MCV 1270				
Vřeteno		POWER	SPEED	SPRINT
Maximální otáčky	[min ⁻¹]	8000	12000	18000
Výkon motoru (S1/S6 – 40%)	[kW]	28/43	33/45	19/26,7
Krouticí moment (S1/S6 – 40%)	[Nm]	157/215	157/215	60/86
Upínací kužel		ISO 50 (ISO 40)	HSK A63	HSK A63

Vertikální frézovací centrum MCU 630V – 5X

Tab. 3.7. Parametry vřetena stroje MCU 630V – 5X [18]

MCV 1270			
Vřeteno		POWER	SPRINT
Maximální otáčky	[min ⁻¹]	10000	18000
Výkon motoru (S1/S6 – 40%)	[kW]	20/26	23/35
Krouticí moment (S1/S6 – 40%)	[Nm]	262/340	87/130
Upínací kužel		ISO 50	HSK A63



Obr. 3.1. Znázornění pohybů stroje MCU 630V v jednotlivých osách [19]

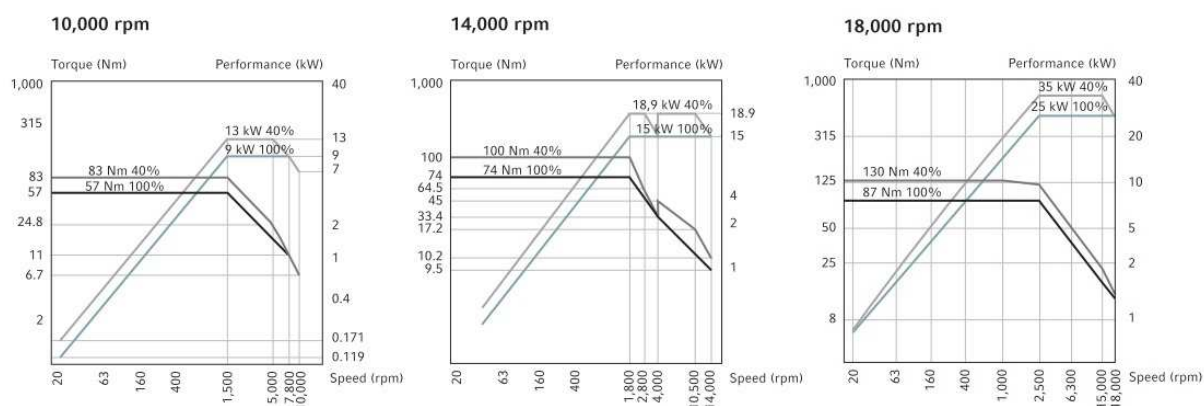
3.4. DMG

DMC 635V, DMC 835V, DMC 1035V

U těchto strojů je možný výběr ze tří elektrovřeten.

Tab. 3.8. Parametry vřeten strojů DMG [20]

DMC 635V, DMC 835V, DMC 1035V				
Maximální otáčky	[min ⁻¹]	10000	14000	1800
Výkon (40/100%)	[kW]	13/9	18,9/15	35/25
Krouticí moment (40/100%)	[Nm]	83/57	100/74	130/87
Upínací kužel		SK 40	HSK A63	HSK A63



Obr. 3.2. Momentové charakteristiky jednotlivých vřeten [20]

3.5. UNION

Union F1

Tab. 3.9. Parametry vřetena stroje Union F1 [21]

Union F1		
Rozsah otáček	[min ⁻¹]	5 - 3500
Maximální výkon	[kW]	37
Maximální krouticí moment	[Nm]	100
Upínací kužel		ISO 50

4. Konstrukce vřetena

Při konstrukci vřetena se postupuje tak, že většina vřeten je ukládána do valivých ložisek a menší část je ukládána do hydrostatických ložisek. Vřeteno musí být uloženo staticky určitě. Aby byla tato podmínka splněna, mělo by být vřeteno uloženo ve dvou radiálních a v jednom nebo ve dvou axiálních ložiscích. Konec vřetena, který vystupuje z vřeteníku, bývá označován jako přední. Tento konec bývá uzpůsoben pro upnutí nástroje nebo obrobku, podle typu stroje. Přední konec vřetena musí být uložen axiálně nehybně, jinak by při provozu mohlo docházet ke značným nepřesnostem prováděných operací. Zadní uložení vřetena dovoluje axiální pohyb, způsobený teplotní roztažností vřetena. Ložisko, které je umístěno blíže přednímu konci vřetena, je označováno jako hlavní a má značný vliv na přesnost chodu vřetena.

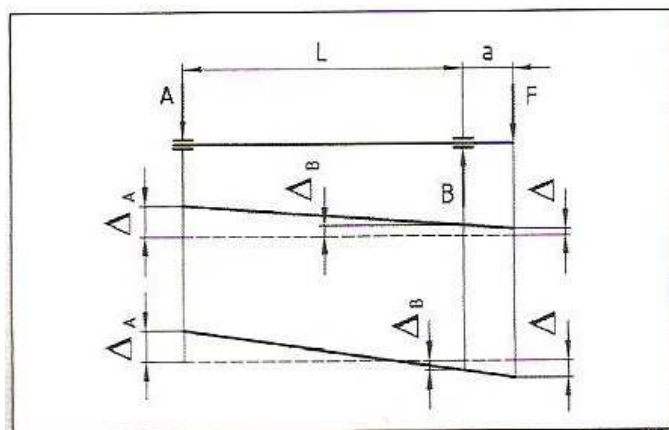
4.1. Faktory ovlivňující konstrukci vřetena

Vřeteno je jednou z velmi důležitých částí obráběcího stroje, proto jsou na jeho konstrukci kladeny vysoké požadavky:

- vysoká přesnost chodu
- dokonalé vedení – vřeteno nesmí měnit polohu v prostoru, změní-li se jeho zatížení
- ztráty v uložení musí být co nejmenší
- vysoká tuhost vřetena – deformace vřetena má velký vliv na přesnost práce
- dlouhodobá životnost a provozní spolehlivost

4.2. Přesnost chodu

Přesnost chodu vřetena by měla být co nejvyšší, to znamená že házení vřetena musí být co nejnižší. Přesnost chodu, tedy velikost házení, se měří na předním konci vřetena. Radiální házení bývá způsobeno nepřesností otáčení, kdy osa vřetena mění během jedné otáčky svoji polohu mezi dvěma body. Příčinou je, že jedno nebo obě ložiska mají odlišnou osu rotace vnitřního a vnějšího kroužku.



Obr. 4.1. Vliv házení ložisek na přesnost chodu vřetena [1]

Vliv házení ložisek na házení předního konce vřetena je závislý na poměru délky vyložení a ke vzdálenosti ložisek L a na velikosti a směru házení obou ložisek. Házení předního ložiska je Δ_B a zadního Δ_A .

Jestliže jsou obě házení stejného směru a smyslu, podle obrázku 4.1 platí:

$$\frac{\Delta_A - \Delta}{\Delta_B - \Delta} = \frac{L + a}{a} \quad [1] \quad (4.1)$$

Vyjádřením Δ získáme:

$$\Delta = \frac{\Delta_B \cdot (a + L) - \Delta_A \cdot a}{L} = \Delta_B + \frac{a}{L} \cdot (\Delta_B - \Delta_A) \quad [1] \quad (4.2)$$

Bude-li:

$$\frac{\Delta_A}{\Delta_B} = \frac{L + a}{a} \quad [1] \quad (4.3)$$

bude $\Delta = 0$ a vřeteno nebude na volném konci házet.

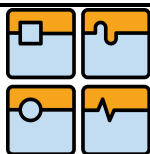
V případě, kdy budou mít házení opačný smysl, platí pro maximální hodnotu házení:

$$\Delta = \Delta_B + \frac{a}{L} \cdot (\Delta_B + \Delta_A) \quad [1] \quad (4.4)$$

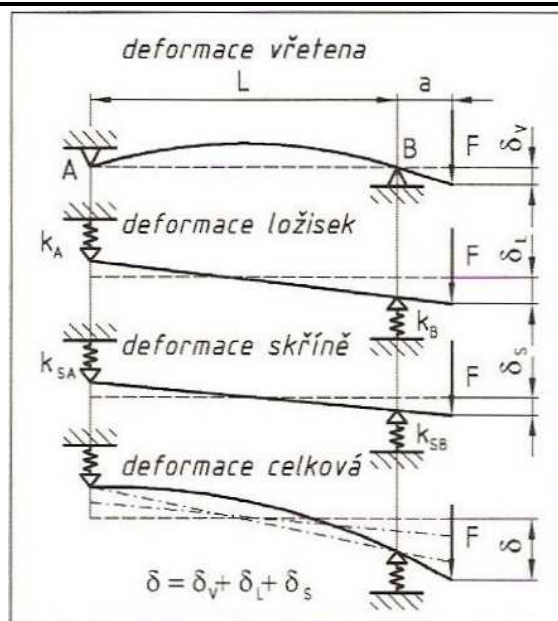
4.3. Tuhost vřetena

Na tuhosti vřetena závisí jeho deformace. Přičemž deformace vřetena na předním konci výrazně ovlivňuje přesnost práce, proto se tuhost vřetena udává v tomto místě. Celková deformace znázorněná na obrázku 4.2 se skládá z deformací vřetena, ložisek a tělesa skříně.

$$\delta = \delta_v + \delta_L + \delta_s \quad [1] \quad (4.5)$$



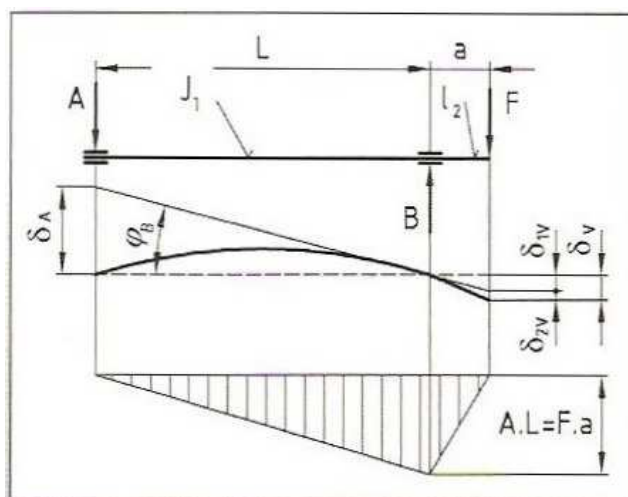
BAKALÁŘSKÁ PRÁCE



Obr. 4.2. Vliv tuhosti vřetena, ložisek a skříně na deformaci vřetena [1]

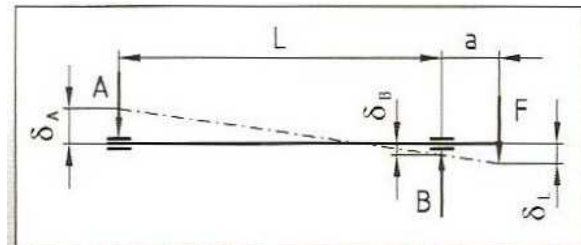
Při výpočtu průhybu vřetena δ_v , znázorněného na obrázku 4.3, se vřeteno rozdělí na dvě části. První část délky L a momentu setrvačnosti J_1 je mezi ložisky. Druhá část je převislý konec o délce a a momentu setrvačnosti J_2 . Při určování deformace vřetena se uvažují dokonale tuhá ložiska, která umožňují naklápění. Potom složka δ_{lv} vyjadřuje průhyb způsobený deformací vřetena mezi ložisky, δ_{2v} je průhyb předního konce vřetena. δ_A vyjadřuje průhyb vřetena mezi ložisky pro případ, kdy by bylo vřeteno v ložisku B vetknuto a na zadním konci zatíženo reakcí ložiska A. Pak průhyb vřetena v místě působení síly F bude:

$$\delta_v = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) \cdot [1] \quad (4.6)$$



Obr. 4.3. Vliv poddajnosti vřetena [1]

Celková deformace vřetena je dále ovlivněna deformací ložisek. Pokud známe tuhosti ložisek k_A , k_B nebo jejich poddajnosti C_A , C_B , můžeme podle obrázku 4.4 vyjádřit jejich deformace, při předpokladu dokonale tuhého vřetena.



Obr. 4.4. Vliv poddajnosti ložisek [1]

$$\delta_L = \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B] \quad [1] \quad (4.7)$$

Deformace skříně δ_S se musí odvodit pro konkrétní případ, výpočty jsou složité a je vhodné použít metodu konečných prvků. Celková deformace na předním konci vřetena je dána vztahem:

$$\delta = \delta_v + \delta_L \quad [1] \quad (4.8)$$

Po dosazení vztahů 4.6 a 4.7 dostaneme:

$$\delta = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B] \quad [1] \quad (4.9)$$

Z výrazu pro δ_v vyplývá, že čím kratší bude vzdálenost mezi ložisky, tím menší tato deformace bude. Naopak se zmenšující se vzdáleností ložisek se deformace δ_L zvětšuje.

5. Návrh a výpočet frézovacího vřetena

Vřeteno budu navrhovat pro obrábění oceli čelním frézováním. Předpokládám používání nástrojů od průměru 10 mm do průměru 80 mm. Výpočty proto budou vztaženy k uvedeným průměrům nástrojů a materiálovým charakteristikám oceli.

5.1. Stanovení základních parametrů vřetena

Základní parametry vřetena jsou:

- Maximální otáčky
- Kroutící moment
- Výkon vřetena
- Typ upínání

Stanovení parametrů vřetena bude vycházet ze známých řezných parametrů:

Hloubka řezu a_p	mm	4
Řezná rychlost v_c	m/min	350
Maximální tloušťka třísky h_{ex}	mm	0,1
Měrná řezná síla k_{c1}	N/mm ²	3100

Tab. 5.1. Řezné parametry vybraných ocelí [22]

5.1.1. Stanovení maximálních otáček vřetena

Vzhledem k tomu, že nejvyšších otáček se dosahuje při nejmenších průměrech, bude výpočet probíhat pro frézu o průměru 10 mm.

$$n = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 350}{\pi \cdot 10} = 11141 \text{ ot/min} \quad (5.1)$$

5.1.2. Stanovení kroutícího momentu

Pro stanovení maximálního kroutícího momentu se využije případ, kdy se obrábí frézou o průměru 80 mm.

Střední tloušťka třísky

$$h_m = f_z \cdot \sqrt{\frac{a_e}{D}} = 0,1 \cdot \sqrt{\frac{80}{80}} = 0,1 \text{ mm} [23] \quad (5.2)$$

Specifická řezná síla

$$k_c = \frac{1 - 0,01 \cdot \gamma_0}{h_m^{m_c}} \cdot k_{c1} = \frac{1 - 0,01 \cdot 0}{0,1^{0,25}} \cdot 3100 = 5512,6 \text{ N/mm}^2 [23] \quad (5.3)$$

Řezná síla

$$F_c = k_c \cdot a_p \cdot f_z = 5512,6 \cdot 4 \cdot 0,1 = 2205 \text{ N} [23] \quad (5.4)$$

Kroutící moment

$$M_k = F_c \cdot \frac{D}{2} = 2205 \cdot \frac{0,08}{2} = 88,2 \text{ Nm} \quad (5.5)$$

5.1.3. Stanovení výkonu vřetena

Výpočet výkonu bude opět probíhat pro frézu o průměru 80 mm.

Otáčky vřetena pro průměr frézy 80 mm

$$n = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 350}{\pi \cdot 80} = 1393 \text{ ot/min}$$

Posuvová rychlost

$$v_f = f_z \cdot z \cdot n = 0,2 \cdot 4 \cdot 1393 = 1114,4 \text{ mm/min [23]} \quad (5.6)$$

Střední tloušťka třísky

$$h_m = f_z \cdot \sqrt{\frac{a_e}{D}} = 0,1 \cdot \sqrt{\frac{80}{80}} = 0,1 \text{ mm [23]} \quad (5.7)$$

Výkon vřetena

$$P = \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f \cdot k_c}{6 \cdot 10^7} = \frac{4 \cdot 80 \cdot 1114,4 \cdot 5512,6}{6 \cdot 10^7} = 32,77 \text{ kW [23]} \quad (5.8)$$

5.1.4. Volba upínání

Upínací kužel volím typ ISO 40, který se používá u středně velkých strojů. Pro upínání bude použit upínací systém Ott Jakob. Maximální otáčky vřetena sice převyšují maximální otáčky upínacího mechanismu, udávané výrobcem, avšak jejich rozdíl je poměrně malý. Tento typ kužele se používá až do 12000 otáček za minutu a vzhledem k tomu, že otáčky udávané výrobcem v sobě obsahují určitou bezpečnost, je zaručeno bezpečné upnutí nástroje.

5.2. Předběžný výběr ložisek

Ložiska budou zatím zvolena na základě rozměrů hřídele. Použijí se ložiska výrobce UKF, který se specializuje na vřetenová ložiska. Přední i zadní ložiska jsou s kosoúhlým stykem uspořádaná do tandemu.

Vlastnosti ložisek:

		Přední	Zadní
Označení		719 USS 80	719 USS 75
Vnitřní průměr	mm	80	75
Vnější průměr	mm	110	105
Šířka	mm	16	16
Statická únosnost	N	28600	27400
Dynamická únosnost	N	31500	31000
Tuhost	N/μm	760	730

Tab. 5.2. Parametry použitých ložisek [24]

5.3. Určení ideální vzdálenosti ložisek

V kapitole 4.3 je řečeno, že vzdálenost ložisek ovlivňuje deformaci vřetena. Pro dosažení co nejmenší deformace je nutné určit ideální vzdálenosti ložisek. Při výpočtech se použije vztah 4.9 odvozený v kapitole 4.3. Tento vztah se zderivuje a položí roven nule.

$$\frac{d\delta}{dL} = \frac{1}{3} \cdot \frac{F \cdot a^2}{J_1 \cdot E} - \frac{2 \cdot F \cdot (a^2 \cdot C_A + (a+L)^2 \cdot C_B)}{L^3} + \frac{2 \cdot F \cdot (a+L) \cdot C_B}{L^2} = 0 \quad (5.9)$$

Tím získáme rovnici, kde vystupuje neznámá na třetí. Řešením tedy budou tři kořeny, nichž je pouze jeden reálný. Dále je nutné dosadit známé hodnoty:

Působící síla	$F = 2205 \text{ N}$
Modul pružnosti oceli	$E = 210 \text{ GPa}$
Délka převislé části vřetena	$a = 71 \text{ mm}$

Kvadratický moment průřezu vřetena mezi ložisky

$$J_1 = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (0,079^4 - 0,028^4)}{64} = 1,881 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^4 \quad (5.10)$$

Tuhost předního ložiska	$k_B = 760 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
-------------------------	--

Tuhost zadního ložiska	$k_A = 730 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
------------------------	--

Poddajnost předního ložiska	$C_B = \frac{1}{k_B} = \frac{1}{760} \text{ m} \cdot \text{N}^{-1}$	(5.11)
-----------------------------	---	--------

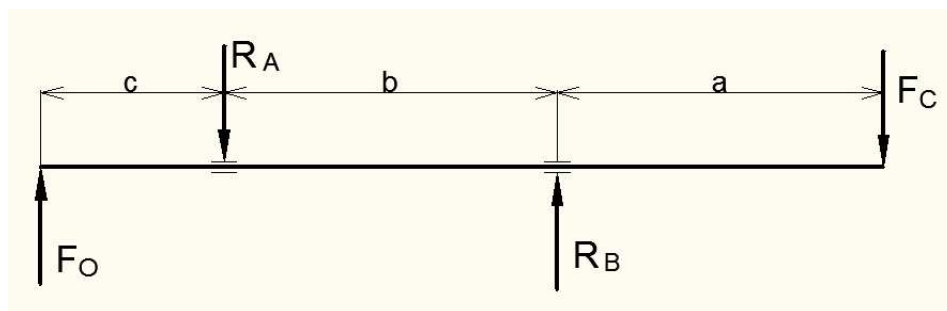
Poddajnost zadního ložiska	$C_A = \frac{1}{k_A} = \frac{1}{730} \text{ m} \cdot \text{N}^{-1}$	(5.12)
----------------------------	---	--------

Výsledkem po dosazení je $L = 185 \text{ mm}$

5.4. Výpočet trvanlivosti ložisek

5.4.1. Určení reakcí v ložiscích

Reakce v ložiscích se určí ze statické rovnováhy podle následujícího schématu:



Obr. 5.1. Síly působící na vřeteno

Při výpočtech se využije řezná síla F_c a také obvodová síla F_o působící na ozubeném kole. Síla F_o se získá z maximálního kroutícího momentu a průměru ozubeného kola. Vzdálenost a odpovídá vyložení nástroje. Rozměr b je roven ideální vzdálenosti ložisek, která byla určena v předchozí kapitole. Velikost c byla určena z 3D modelu vřetena. Parametry použité k výpočtu jsou uvedeny v tabulce 5.2.

Řezná síla F_c	N	2205
Kroutící moment M	Nm	88,2
Roztečný průměr ozubeného kola D	mm	92
Vzdálenost ložisek b	mm	185
Délka předního konce vřetena a	mm	181
Délka zadního konce vřetena c	mm	101,5

Tab. 5.3. Parametry pro výpočet reakcí v ložiscích

Výpočet obvodové síly F_o na ozubeném kole

$$F_o = \frac{2 \cdot M_k}{D} = \frac{2 \cdot 88,2}{0,092} = 1917,4 \text{ N}$$

Rovnice statické rovnováhy:

$$\Sigma F = F_o - R_{rA} + R_{rB} - F_c = 0 \quad (5.13)$$

$$\Sigma M_B = F_c \cdot a - R_{rA} \cdot b + F_o \cdot (b + c) = 0 \quad (5.14)$$

Z rovnice 5.15 se určí radiální reakce v ložisku A:

$$R_{rA} = \frac{F_c \cdot a + F_o \cdot (b + c)}{b} = \frac{2205 \cdot 181 + 1917,4 \cdot (185 + 101,5)}{185} = 5126,7 \text{ N} \quad (5.15)$$

Z rovnice 5.14 se nyní určí radiální reakce v ložisku B:

$$R_{rB} = F_c + R_{rA} - F_o = 2205 + 5126,7 - 2396,74 = 5414,3 \text{ N} \quad (5.16)$$

Axiální síly v ložiscích jsou určeny silou předpětí, kterou udává výrobce ložisek. V ložisku A je navíc nutné přičíst sílu způsobenou hmotností vřetena. Hmotnost vřetena, kterou ložisko zachycuje, byla určena s pomocí programu Autodesk Inventor. Z hmotnosti 18,4 kg vyplývá, že ložisko je zatěžováno silou 184 N. Ložisko A je dále zatěžováno statickou silou od upínacího mechanismu.

Síla předpětí pro ložisko B: $F_{PB} F_{aB} = 810 \text{ N}$

Síla předpětí pro ložisko A: $F_{PA} = 780 \text{ N}$

Celková axiální síla na ložisko A: $F_{aA} = F_{PA} + F_V = 780 + 184 = 964 \text{ N}$

Výpočet trvanlivosti ložisek B

Dynamická únosnost jednoho ložiska $C = 31500 \text{ N}$

Dynamická únosnost dvou ložisek uspořádaných do tandemu:

$$C_g = f_i \cdot C = 1,6 \cdot 31500 = 50400 \text{ N} \quad [25] \quad (5.17)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

	Fa/Fr < e		Fa/Fr > e	
e	X	Y	X	Y
0,57	1	0	0,43	1

Tab. 5.4. Určení součinitelů pro ekvivalentní dynamické zatížení [25]

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{810}{5414,3} = 0,15 \leq 0,57 \quad [25] \quad (5.18)$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 5414,3 + 0 \cdot 810 = 5414,3 \text{ N} \quad [25] \quad (5.19)$$

Trvanlivost ložiska pro spolehlivost 90 %:

$$L_{10hB} = \left(\frac{C_g}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{50400}{5414} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1393} = 9650 \text{ h} \quad (5.20)$$

Výpočet trvanlivosti ložisek A

Dynamická únosnost jednoho ložiska $C = 31000 \text{ N}$

Dynamická únosnost dvou ložisek uspořádaných do tandemu:

$$C_g = f_i \cdot C = 1,6 \cdot 31000 = 49600 \text{ N [25]} \quad (5.21)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{964}{5126,7} = 0,19 \leq 0,57 \text{ [25]} \quad (5.22)$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 5126,7 + 0 \cdot 964 = 5126,7 \text{ N [25]} \quad (5.23)$$

Trvanlivost ložiska pro spolehlivost 90 %:

$$L_{10hB} = \left(\frac{C_g}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{49600}{5126,7} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1393} = 10835 \text{ h} \quad (5.24)$$

Výpočet ložisek A vzhledem ke statickému zatížení

Ekvivalentní statické zatížení:

Síla od upínacího mechanismu: $F_u = 10000 \text{ N [27]}$

Celková axiální statická síla: $F_{0a} = F_u + F_v = 10000 + 184 = 10184 \text{ N} \quad (5.25)$

$X_0 = 0,5 \quad Y_0 = 0,41$

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 0,5 \cdot 0 + 0,41 \cdot 10184 = 4175,4 \text{ N [25]} \quad (5.26)$$

$$f_s = \frac{i \cdot C_0}{P_0} = \frac{2 \cdot 27400}{4175,4} = 13,12 \text{ [25]} \quad (5.27)$$

Faktor f_s musí být větší než 2,5. Tato podmínka je bezpečně splněna a ložisko na statické zatížení vyhovuje.

5.5. Kontrolní výpočet vřetena

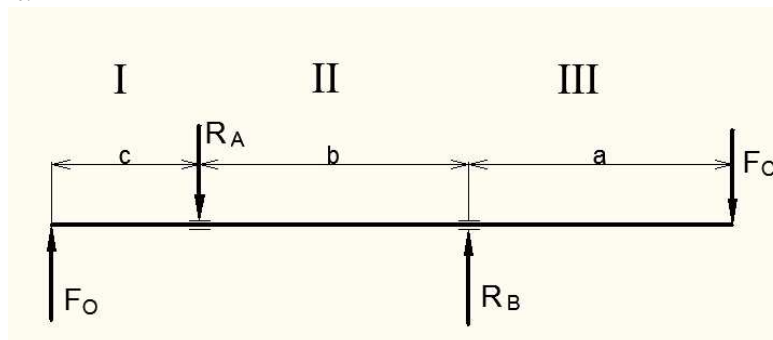
Vřeteno je během obrábění zatěžováno ohybem a krutem. Průběh zatěžování není konstantní. Kvůli proměnnému počtu zubů v záběru se s měnící řeznou silou mění i namáhání vřetena. Časový průběh namáhání je cyklický. Pro výpočty se použije maximální hodnota zatížení. Při výpočtech se použijí následující parametry:

Materiál vřetena 11620.6
Mez kluzu 295 MPa [26]

Výpočet VVÚ

Kroutící moment je po celé délce konstantní a má hodnotu maximálního kroutícího momentu na vřetenu: $M_k = 88,2 \text{ Nm}$.

Ohybový moment:

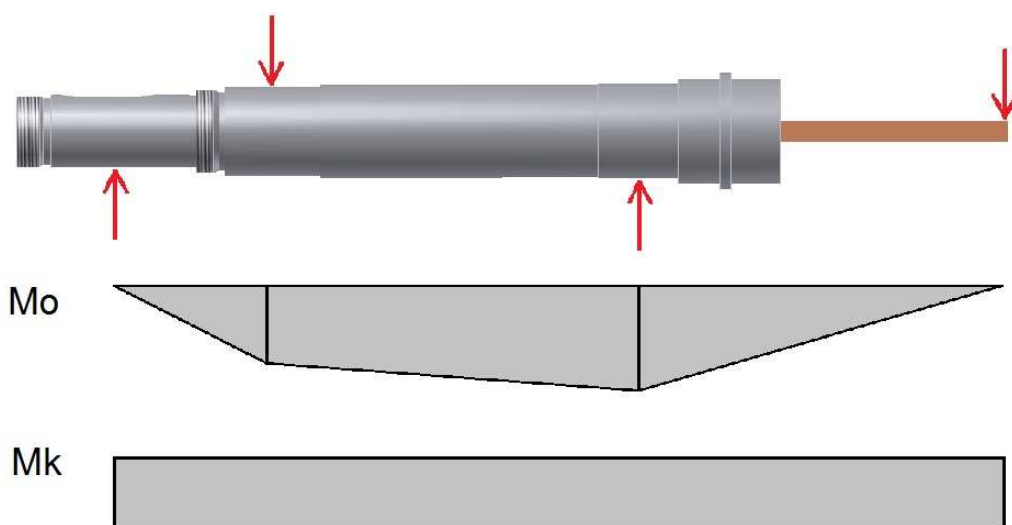


Obr. 5.2. Rozdělení vřetena do úseků

Úsek I: $M_o = F_o \cdot x$ $x \in (0, c)$ (5.28)

Úsek II: $M_o = F_o \cdot (x + c) - R_A \cdot x$ $x \in (0, b)$ (5.29)

Úsek III: $M_o = F_c \cdot x$ $x \in (0, a)$ (5.30)



Obr. 5.3. Průběhy kroutícího a ohybového momentu.

Maximální ohybový moment:

$$M_{\text{omax}} = F_c \cdot a = 2205 \cdot 181 = 399105 \text{ Nmm}$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} = \frac{M_{\text{omax}}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{399105}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{80^4 - 40^4}{80}} = 8,47 \text{ MPa} \quad [26] \quad (5.31)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{\text{kmax}}}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}} = \frac{88200}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{80^4 - 40^4}{80}} = 0,93 \text{ MPa} \quad [26] \quad (5.32)$$

Redukované napětí podle teorie HMH:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{8,47^2 + 3 \cdot 0,93^2} = 8,62 \text{ MPa} \quad (5.33)$$

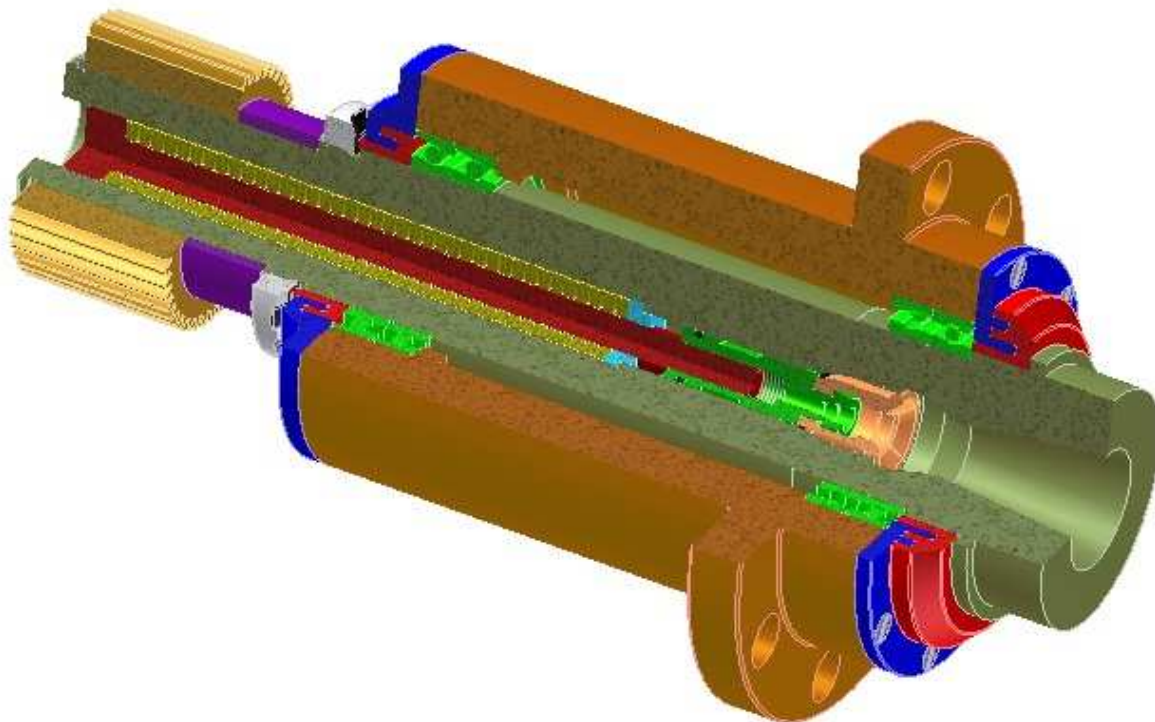
Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{295}{8,62} = 34,2$$

Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti je poměrně vysoká a vřeteno vyhovuje.

6. Konstrukční řešení navrhnutého vřetena

Při navrhování vřetena se vycházelo ze zvoleného upínacího mechanismu, jehož rozměry udává výrobce. Upínací mechanismus udává tvar a rozměry vnitřní dutiny vřetena. Ložiska byla zvolena kuličková s kosoúhlým stykem uspořádaná do tandemu. Podle parametrů vřetena a výběru ložisek byla určena ideální vzdálenost ložisek, která je potřebná pro výpočet jejich zatížení. Dále bylo nutné navrhnout utěsnění ložisek. To jsem zvolil labyrintové vlastní konstrukce. Mazání ložisek je provedeno pomocí mazacího tuku, který se aplikuje při montáži. 3D model v řezu vytvořený v programu Autodesk Inventor je uveden na obrázku 6.1.



Obr. 6.1. Model vřetena v řezu

7. Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout a zkonstruovat vřeteno frézovacího stroje. Zvolil jsem konstrukci vřetena pro čelní frézování oceli. Vřeteno by mělo pracovat ve vertikální poloze. Návrh vřetena byl realizován pro obrábění frézami v rozsahu průměrů 10 až 80 mm. Přičemž mohou být použity i nástroje nižších průměrů, ale nebude dosaženo tak vysokých řezných rychlostí.

Upínání nástrojů je řešeno jako automatické, z důvodu snížení výrobních časů a zajištění bezpečnosti. Upínání nástrojů je zajištěno pomocí kužele ISO 40. Upínací mechanismus je od výrobce Ott Jakob. Pro upínání a odepínání nástrojů je potřeba hydraulický válec, který by měl být upevněn na rámu stroje.

Vřeteno je konstrukčně řešeno jako tubus, který se připevňuje k rámu stroje. Pohon je realizován pomocí ozubeného kola. Parametry navrhnutého vřetena jsou uvedeny v tabulce 7.1.

Maximální otáčky	min^{-1}	11141
Maximální kroutící moment	Nm	88,2
Výkon vřetena	kW	32,77
Upínací kužel		ISO 40
Náhon vřetena		ozubenými koly

Tab. 7.1. Parametry navrhnutého vřetena

Při návrhu konstrukčního řešení jsem využil návrhy uložení ložisek, které udávají výrobci ložisek. Pro složitější výpočty jsem použil program Maple 12

8. Seznam použité literatury

- [1] MAREK, J. a kol. Konstrukce CNC obráběcích strojů. MM Speciál. Praha: MM publishing, s.r.o, 2010. 420 s. 2. upravené a doplněné vydání. ISBN: 978-80-254-7980-3.
- [2] *Principy volby a použití ložisek - SKF.cz* [online]. 2005 [cit. 2011-05-21]. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=259570 =cs>.
- [3] *Milling spindle - omlat* [online]. 2011 [cit. 2011-05-21]. Dostupné z WWW: <<http://www.directindustry.com/prod/omlat/milling-spindles-14590-410848.html>>.
- [4] *Milwaukee MachineTool Corporation* [online]. 2006 [cit. 2011-05-21]. Dostupné z WWW: <http://www.milwaukeechinatool.com/Block_spindles.htm>.
- [5] *Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem* [online]. 2005 [cit. 2011-05-21]. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/files/515058.pdf>>.
- [6] *Ložiska vřetenová - Elo* [online]. 2006 [cit. 2011-05-21]. Dostupné z WWW: <http://www.loziska-prodej.cz/store/loziska_vretenova.pdf>.
- [7] *Lubrication Theory and Selection* [online]. 2007 [cit. 2011-05-21]. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/files/516327.pdf>>.
- [8] *Knowledge of bearings* [online]. 2006 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://eb-cat.ds-navi.co.jp/enu/jtekt/tech/eb/info/info1.html>>.
- [9] *Application of bearings* [online]. 2006 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1> =cs&newlink=1_0_93b>.
- [10] *Horizontální obráběcí centra QUASER* [online]. 2005 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.machtrade.cz/obrabeci-stroje/horizontalni-obrabeci-centra-quaser/hx-504-50.html>>.
- [11] *High Frequency Spindles* [online]. 2008 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www.ukf.de/english/de_en_fraesen_schleifen.pdf>.
- [12] *Industrial news headlines for Sandvik Coromant Co.* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://news.thomasnet.com/company_detail.html?cid=577635>.
- [13] STROJTOS LIPNÍK a.s. *Konzolové frézky FGS* [online]. 2005 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.strojtos.cz/dokumenty/FGScjn7.pdf>>.
- [14] STROJTOS LIPNÍK a.s. *Frézovací centrum FGU* [online]. 2005 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.strojtos.cz/dokumenty/FGUc7jn7.pdf>>.
- [15] Tajmac - ZPS. *MCFV1260_CZ* [online]. 2010 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www.tajmac-zps.cz/pdf/MCFV1260_CZ.pdf>.

- [16] Tajmac - ZPS. *MCV2316_CZ* [online]. 2010 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www.tajmac-zps.cz/pdf/MCV2316_CZ.pdf>.
- [17] *MCV 1270* [online]. 2009 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.kovosvit.cz/cz/mcv-1270/>>.
- [18] *MCU 630V* [online]. 2009 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.kovosvit.cz/cz/mcu-630-5X/>>.
- [19] *EdgeCAM ve výuce* [online]. 2005 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.designtech.cz/c/cam/edgcam-ve-vyuce.htm>>.
- [20] *DMC 635 V* [online]. 2008 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <[http://www.dmg.com/internet/v3/pdl.nsf/1E8268F71D123C2EC1257368003B4EA7/\\$file/pm0uk10_DMC6358351035V.pdf](http://www.dmg.com/internet/v3/pdl.nsf/1E8268F71D123C2EC1257368003B4EA7/$file/pm0uk10_DMC6358351035V.pdf)>.
- [21] UNION. *F-Serie* [online]. 2009 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www.union-machines.com/produkte/f-serie.html?no_cache=1>.
- [22] Sandvik Coromant. *Rotating tools* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www2.coromant.sandvik.com/coromant/downloads/catalogue/CZE/RO T_D.pdf>.
- [23] WALTER. *General Catalogue* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <<http://www.walter-tools.com/>>.
- [24] UKF - *Universal-Kugellager Fabrik* [online]. 2010 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www.ukf.de/english/seite.php3?seite=2_10&vonhier=1>.
- [25] *Calculations* [online]. 2010 [cit. 2011-05-22]. Dostupné z WWW: <http://www.ukf.de/english/katalog06/ka06_s56_57_en.pdf>.
- [26] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra – Pedagogické nakladatelství, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [27] *OTT-JAKOB main catalogue* [online]. 2010 [cit. 2011-05-23]. Dostupné z WWW: <http://www.ott-jakob.de/images/katalog_e.pdf>.
- [28] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1992. 216 s. ISBN 80-214-0470-1.

9. Seznam použitých symbolů

n	otáčky vřetena	min^{-1}
d_n	střední průměr ložiska	mm
L	vzdálenost mezi ložisky	mm
a	délka převislého konce vřetena	mm
F	síla na konci vřetena	N
Δ_B	házení předního ložiska	mm
Δ_A	házení zadního ložiska	mm
Δ	házení na volném konci	mm
δ	celková deformace vřetena	mm
δ_v	deformace vřetena	mm
δ_L	deformace ložisek	mm
δ_S	deformace skříně	mm
k_A	tuhost zadního ložiska	N/m
k_B	tuhost předního ložiska	N/m
J_1	kvadratický moment průřezu vřetena mezi ložisky	m^4
J_2	kvadratický moment průřezu předního konce vřetena	m^4
δ_{1V}	průhyb vřetena mezi ložisky	mm
δ_{2V}	průhyb předního konce vřetena	mm
E	modul pružnosti oceli	MPa
C_A	poddajnost zadního ložiska	m/N
C_B	poddajnost předního ložiska	m/N
a_p	hloubka řezu	mm
a_e	šířka řezu	mm
h_{ex}	maximální tloušťka třísky	mm
k_{cl}	měrná řezná síla	N
v_c	řezná rychlost	m/min
D	průměr nástroje	mm
h_m	střední tloušťka třísky	mm
f_z	posuv na zub	mm
γ_0	úhel čela	°
k_c	specifická řezná síla	N
M_k	krouťící moment	Nm
v_f	posuvová rychlost	m/min
z	počet zubů	-
P	výkon vřetena	kW
D_1	vnější průměr vřetena	mm
d_1	vnitřní průměr vřetena	mm
F_o	obvodová síla na ozubeném kole	N
R_{rA}	radiální reakce v zadním ložisku	N
R_{rB}	radiální reakce v předním ložisku	N
F_c	řezná síla	N
a	vzdálenost předního ložiska a působíště řezné síly	mm
b	vzdálenost ložisek	mm
c	délka zadního konce vřetena	mm
e	koeficient pro určení ekvivalentního zatížení	-
F_a	axiální síla v ložisku	N
F_r	radiální síla v ložisku	N

X	součinitel ekvivalentního dynamického zatížení	-
Y	součinitel ekvivalentního dynamického zatížení	-
C	dynamická únosnost	N
f_i	součinitel typu uspořádání ložisek	-
C_g	únosnost skupiny ložisek	N
P	ekvivalentní dynamické zatížení	N
F_{PB}	síla předpětí v předním ložisku	N
F_{aB}	axiální síla v předním ložisku	N
F_{PA}	síla předpětí v zadním ložisku	N
F_{aA}	axiální síla v zadním ložisku	N
F_V	síla od hmotnosti vřetena	N
F_u	síla od upínacího mechanismu	N
F_{0a}	statická axiální síla na zadní ložisko	N
X_0	součinitel ekvivalentního statického zatížení	-
Y_0	součinitel ekvivalentního statického zatížení	-
P_0	statické ekvivalentní zatížení	N
f_s	součinitel statické bezpečnosti	-
C_0	statická únosnost	N
M_o	ohybový moment	Nm
M_{omax}	maximální ohybový moment	Nm
σ_o	napětí v ohybu	MPa
W_o	průřezový modul v ohybu	m_4
τ_k	napětí v krutu	MPa
M_k	krouticí moment	Nm
W_k	průřezový modul v krutu	m_4
σ_{red}	redukované napětí	MPa
Re	mez kluzu	MPa
k	bezpečnost	-

10. Seznam obrázků

Obr. 2.1	Morfologie vřetena	13
Obr. 2.2	Tubus vřetena	13
Obr. 2.3	Skříň vřetena	14
Obr. 2.4	Etapy návrhu uložení vřetena	14
Obr. 2.5	Řada ložisek Koyo používaných ve vřetenech	15
Obr. 2.6	Uspořádání ložisek s kosoúhlým stykem	15
Obr. 2.7	Uspořádání ložisek na vřetenu	16
Obr. 2.8	Způsoby předepínání ložisek	16
Obr. 2.9	Mezní mazání	17
Obr. 2.10	Hydrodynamické mazání	18
Obr. 2.11	Elastohydrodynamické mazání	18
Obr. 2.12	Způsoby mazání vřetenových ložisek	18
Obr. 2.13	Mazání broděním	19
Obr. 2.14	Mazání vstřikováním	19
Obr. 2.15	Druhy těsnění vřeten	20
Obr. 2.16	Kontaktní těsnění	20
Obr. 2.17	Bezkontaktní těsnění	21
Obr. 2.18	Dělení náhonu vřeten	21

Obr. 2.19	Náhon vřetena pomocí řemenu	22
Obr. 2.20	Přímý náhon vřetena	22
Obr. 2.21	Elektrovřeteno	23
Obr. 2.22	Upínání pomocí ISO kužele	24
Obr. 2.23	Upínání pomocí HSK kužele	24
Obr. 2.24	Upínací systém Coromant Capto	24
Obr. 3.1	Znázornění pohybů stroje MCU 630V	27
Obr. 3.2	Momentové charakteristiky jednotlivých vřeten	28
Obr. 4.1	Vliv házení na přesnost chodu vřetena	29
Obr. 4.2	Vliv tuhosti vřetena, ložisek a skříně na deformaci vřetena	31
Obr. 4.3	Vliv poddajnosti vřetena	31
Obr. 4.4	Vliv poddajnosti ložisek	32
Obr. 5.1	Síly působící na vřeteno	36
Obr. 5.2	Rozdělení vřetena do úseků	39
Obr. 5.3	Průběhy krouticího a ohybového momentu	39
Obr. 6.1	Model vřetena v řezu	41

11. Seznam tabulek

Tab. 2.1	Porovnání keramiky a oceli	17
Tab. 3.1	Parametry vřetena stroje FGS 50	25
Tab. 3.2	Parametry vřetena stroje FGS 63 CNC	25
Tab. 3.3	Parametry vřetena stroje FGU 80	25
Tab. 3.4	Parametry vřetena stroje MCFV 1260	26
Tab. 3.5	Parametry vřetena stroje MCV 2361	26
Tab. 3.6	Parametry vřetena stroje MCV 1270	27
Tab. 3.7	Parametry vřetena stroje MCU 630V – 5X	27
Tab. 3.8	Parametry vřeten strojů DMG	28
Tab. 3.9	Parametry vřetena stroje Union F1	28
Tab. 5.1	Řezné parametry	33
Tab. 5.2	Parametry použitých ložisek	35
Tab. 5.3	Parametry pro výpočet reakcí v ložiscích	36
Tab. 5.4	Určení součinitelů pro ekvivalentní dynamické zatížení	37
Tab. 7.1	Parametry navrhnutého vřetena	42

12. Seznam příloh

CD - elektronická verze bakalářské práce
 - 3D model vřetene
 - výkres sestavy
 - kusovník
 Výkres sestavy vřetene
 Kusovník